

POWERED BY **Dialog**

**Electrohydraulic valve control for controlling gas exchange valve in ICE has hydraulically operated valve brake and hydraulically actuated control valve with piston affected by electrically actuated valves**

**Patent Assignee:** BEUCHE V; BOSCH GMBH ROBERT; DIEHL U; HAMMER U; LANG P; REIMER S

**Inventors:** BEUCHE V; DIEHL U; HAMMER U; LANG P; REIMER S

**Patent Family (7 patents, 23 countries)**

Patent Number	Kind	Date	Application Number	Kind	Date	Update	Type
WO 2003008770	A1	20030130	WO 2002DE1806	A	20020518	200318	B
DE 10134644	A1	20030206	DE 10134644	A	20010717	200319	E
US 20040035388	A1	20040226	WO 2002DE1806	A	20020518	200416	E
			US 2003380508	A	20030806		
EP 1412620	A1	20040428	EP 2002740360	A	20020518	200429	E
			WO 2002DE1806	A	20020518		
KR 2004019329	A	20040305	KR 2004700577	A	20040114	200444	E
JP 2004521275	W	20040715	WO 2002DE1806	A	20020518	200446	E
			JP 2003515063	A	20020518		
US 6892683	B2	20050517	WO 2002DE1806	A	20020518	200533	E
			US 2003380508	A	20030806		

**Priority Application Number (Number Kind Date):** DE 10134644 A 20010717

**Patent Details**

Patent Number	Kind	Language	Pages	Drawings	Filing Notes
WO 2003008770	A1	DE	25	2	
National Designated States, Original	JP KR US				
Regional Designated States, Original	AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LU MC NL PT SE TR				
US 20040035388	A1	EN			PCT Application WO 2002DE1806
					PCT Application

EP 1412620	A1	DE		WO 2002DE1806
				Based on OPI patent WO 2003008770
Regional Designated States,Original	AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU MC NL PT SE TR			
JP 2004521275	W	JA	33	PCT Application WO 2002DE1806
				Based on OPI patent WO 2003008770
US 6892683	B2	EN		PCT Application WO 2002DE1806
				Based on OPI patent WO 2003008770

**Alerting Abstract: WO A1**

**NOVELTY** - An electrohydraulic valve control (10) for controlling a gas exchange valve (12) in an internal combustion engine (ICE) has a hydraulically actuated control valve (34) with a control valve piston (36) to be impinged upon by a pressurized hydraulic medium via electrically actuated valves (30,48). A hydraulically operated valve brake (46) is allocated to the control valve piston.

**USE** - For internal combustion engine.

**ADVANTAGE** - The impact speed from the valve body for the gas exchange valve on the valve seating can be reduced to a preset constant value almost without relying on viscosity in the hydraulic medium.

**DESCRIPTION OF DRAWINGS** - The drawing shows a hydraulic circuit diagram for an electrohydraulic valve control.

10 Electrohydraulic valve control

12 Gas exchange valve

30,48 Electrically actuated valves

34 Hydraulically actuated control valve

36 Control valve piston

46 Hydraulically operated valve brake

**Main Drawing Sheet(s) or Clipped Structure(s)**



" WIDTH="1445" HEIGHT="1039"/>

**International Classification (Main):** F01L-009/02, F02D-013/04, F15B-011/044

**(Additional/Secondary):** B62D-005/09, B62D-006/00, F15B-011/00, F15B-011/08

**US Classification, Issued:** 123322000, 123321000, 123090120, 123090110, 251012000

### **Original Publication Data by Authority**

#### **Germany**

Publication Number: DE 10134644 A1 (Update 200319 E)

Publication Date: 20030206

**\*\*Elektrohydraulische Ventilsteuerung\*\***

Assignee: Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE (BOSC)

Inventor: Diehl, Udo, 70195 Stuttgart, DE Hammer, Uwe, 71282 Hemmingen, DE Beuche, Volker, 70372 Stuttgart, DE Lang, Peter, Dr., 71287 Weissach, DE Reimer, Stefan, 71706 Markgroningen, DE

Agent: Gleiss Grosse, Patentanwaltskanzlei, 70469 Stuttgart

Language: DE

Application: DE 10134644 A 20010717 (Local application)

Original IPC: F15B-11/044(A) B62D-5/09(B) B62D-6/00(B) F15B-11/00(B) F15B-11/08(B)

Current IPC: F15B-11/044(A) B62D-5/09(B) B62D-6/00(B) F15B-11/00(B) F15B-11/08(B)

Original Abstract: Die Erfindung betrifft eine elektrohydraulische Ventilsteuerung, insbesondere zur Steuerung eines Gaswechselventils bei Verbrennungskraftmaschinen, mit einem hydraulisch betätigbaren Steuerventil, dessen Steuerventilkolben über elektrisch betätigbare Ventile mit einem unter einem Druck stehenden Hydraulikmedium beaufschlagbar ist, wobei dem Steuerventilkolben eine hydraulisch wirkende Ventilbremse zugeordnet ist. Es ist vorgesehen, dass die Ventilbremse (46) eine Temperaturkompensation für das Hydraulikmedium umfasst.

Claim: \* 1. Elektrohydraulische Ventilsteuerung, insbesondere zur Steuerung eines Gaswechselventils bei Verbrennungskraftmaschinen, mit einem hydraulisch betätigbaren Steuerventil, dessen Steuerventilkolben über elektrisch betätigbare Ventile mit einem unter einem Druck stehenden Hydraulikmedium beaufschlagbar ist, wobei dem Steuerventilkolben eine hydraulisch wirkende Ventilbremse zugeordnet ist, \*\*dadurch gekennzeichnet\*\*, dass die Ventilbremse (\*\*46\*\*) eine Temperaturkompensation für das Hydraulikmedium umfasst.

#### **European Patent Office**

Publication Number: EP 1412620 A1 (Update 200429 E)

Publication Date: 20040428

**\*\*ELEKTROHYDRAULISCHE VENTILSTEUERUNG ELECTROHYDRAULIC VALVE CONTROL DISTRIBUTION PAR SOUPAPES ELECTROHYDRAULIQUE\*\***

Assignee: ROBERT BOSCH GMBH, Postfach 30 02 20, 70442 Stuttgart, DE

Inventor: DIEHL, Udo, Alte Stuttgarter Strasse 115, 70195 Stuttgart, DE HAMMER, Uwe, Munchingerstrasse 10, 71282 Hemmingen, DE BEUCHE, Volker, Wiesbadener Strasse 37, 70372 Stuttgart, DE LANG, Peter, Bachstrasse 23, 71287 Weissach, DE REIMER, Stefan, Lembergerweg 2, 71706 Markgroningen, DE

Language: DE

Application: EP 2002740360 A 20020518 (Local application) WO 2002DE1806 A 20020518 (PCT Application)

Priority: DE 10134644 A 20010717

Related Publication: WO 2003008770 A (Based on OPI patent )

Designated States: (Regional Original) AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU MC NL PT SE TR

Original IPC: F01L-9/02(A)

Current IPC: F01L-9/02(A)

Original Abstract: The invention relates to an electrohydraulic valve control (10), especially for controlling a gas exchange valve (12) in internal combustion engines, comprising a hydraulically actuated control valve (34), the control valve piston (36) thereof being impinged upon by a pressurised hydraulic medium via electrically actuated valves (30, 48). A hydraulic valve brake (46) is associated with the control valve piston (36). The invention is characterised in that the valve brake (46) comprises a temperature compensation circuit for the hydraulic medium.

### **Japan**

Publication Number: JP 2004521275 W (Update 200446 E)

Publication Date: 20040715

Language: JA (33 pages)

Application: WO 2002DE1806 A 20020518 (PCT Application) JP 2003515063 A 20020518 (Local application)

Priority: DE 10134644 A 20010717

Related Publication: WO 2003008770 A (Based on OPI patent )

### **Republic of Korea**

Publication Number: KR 2004019329 A (Update 200444 E)

Publication Date: 20040305

Assignee: BOSCH GMBH ROBERT (BOSC)

Language: KO

Application: KR 2004700577 A 20040114 (Local application)

Priority: DE 10134644 A 20010717

### **United States**

Publication Number: US 20040035388 A1 (Update 200416 E)

Publication Date: 20040226

**\*\*Electrohydraulic valve control\*\***

Assignee: Diehl, Udo, Stuttgart, DE (DIEH-I) Hammer, Uwe, Hemmingen, DE (HAMM-I) Beuche, Volker, Stuttgart, DE (BEUC-I) Lang, Peter, Weissach, DE (LANG-I) Reimer, Stefan, Markgroeningen, DE (REIM-I)

Inventor: Diehl, Udo, Stuttgart, DE Hammer, Uwe, Hemmingen, DE Beuche, Volker, Stuttgart, DE Lang, Peter, Weissach, DE Reimer, Stefan, Markgroeningen, DE

Agent: RONALD E. GREIGG, GREIGG GREIGG P.L.L.C., 1423 POWHATAN STREET, UNIT ONE, ALEXANDRIA, VA, US

Language: EN

Application: WO 2002DE1806 A 20020518 (PCT Application) US 2003380508 A 20030806 (Local application)

Priority: DE 10134644 A 20010717

Original IPC: F02D-13/04(A)

Current IPC: F02D-13/04(A)

Original US Class (main): 123322

Original US Class (secondary): 123321

Original Abstract: The invention relates to an electrohydraulic valve controller, in particular for controlling a gas exchange valve in internal combustion engines, having a hydraulically actuatable control valve, whose including a control valve piston which can be acted upon, via electrically

actuatable valves, by a hydraulic medium that is under pressure, and a hydraulically acting valve brake is assigned to the control valve piston. It is provided that the The valve brake (\*\*46\*\*) includes a temperature compensation for the hydraulic medium.

Claim: 1.\*\*1\*\*. An electrohydraulic valve controller, in particular for control ling a gas exchange valve in internal combustion engines, having a hydr aulically actuatable control valve, whose control valve piston can be a cted upon, via electrically actuatable valves, by a hydraulic medium th at is under pressure, and a hydraulically acting valve brake is assigne d to the control valve piston, characterized in that the valve brake (\* \*\*46\*\*) includes a temperature compensation for the hydraulic medium.]US

6892683 B2 (Update 200533 E)

Publication Date: 20050517

**\*\*Electrohydra ulic valve controller\*\***

Assignee: Robert Bosch GmbH, Stuttgart, DE Diehl, Udo, Stuttgart, DE Residence: DE Nationality: DE Hammer, Uwe, Hemmingen, DE Residence: DE Nationality: DE Beuche, Volker, Stuttgart, DE Residence: DE Nationality: DE Lang, Peter, Weissach, DE Residence: DE Nationality: DE Reimer, Stefan, Markgroeningen, DE Residence: DE Nationality: DE

Inventor: Diehl, Udo, Stuttgart, DE Residence: DE Nationality: DE Hammer, Uwe, Hemmingen, DE Residence: DE Nationality: DE Beuche, Volker, Stuttgart, DE Residence: DE Nationality: DE Lang, Peter, Weissach, D E Residence: DE Nationality: DE Reimer, Stefan, Markgroeningen, DE Residence: DE Nationality: DE

Agent: Greigg, Ronald E.

Language: EN

Applica tion: WO 2002DE1806 A 20020518 (PCT Application) US 2003380508 A 200308 06 (Local application)

Priority: DE 10134644 A 20010717

Related Publica tion: WO 2003008770 A (Based on OPI patent )

Original IPC: F01L-9/02(A )

Current IPC: F01L-9/02(A)

Original US Class (main): 12390.12

Original US Class (secondary): 12390.11 25112

Original Abstract: The invention relates to an electrohydraulic valve controller for controlling a gas e xchange valve in internal combustion engines, having a hydraulically ac tuatable control valve including a control valve piston which can be ac ted upon, via electrically actuatable valves, by a hydraulic medium tha t is under pressure, and a hydraulically acting valve brake is assigned to the control valve piston. The valve brake (\*\*46\*\*) includes a tempe rature compensation for the hydraulic medium.

Claim: 1.1. An electrohydraulic valve controller for controlling the speed with which a gas exchange valve in an internal combustion engines closes, th e controller comprising \* a hydraulically actuatable control valve including a control valve pi ston which can be acted upon by a hydraulic medium that is under pres sure, \* electrically actuatable valves controlling the flow of hydraulic medi um to the control valve piston, \* a hydraulically acting valve brake assigned to the control valve pist on, and \* a hydraulic fluid temperature compensation circuit in the valve brake (\*\*46\*\*), \* wherein the valve brake (\*\*46\*\*) comprises a first hydraulic circuit , forming a brake circuit, and a second hydraulic circuit, forming a compensation circuit.

## WIPO

Publication Number: WO 2003008770 A1 (Update 200318 B)

Publication Date: 20030130

**\*\*ELEKTROHYDRAULISCHE VENTILSTEUERUNG ELECTROHYDRAULIC VALVE CONTROL DISTRIBUTION PAR SOUPAPES ELECTROHYDRAULIQUE\*\***

Assignee: ~(except US)~ ROBERT BOSCH GMBH, Postfach 30 02 20, 70442 Stuttgart, DE Residence: DE Nationality: DE (BOSC) ~(only US)~ DIEHL, Udo, Alte Stuttgarter Strasse 115, 70195 Stuttgart, DE Residence: DE Nationality: DE ~(only US)~ HAMMER, Uwe, Munchingerstrasse 10,

71282 Hemmingen, DE Residence: DE Nationality: DE ~(only US)~ BEUCHE, Volker, Wiesbadener Strasse 37, 70372 Stuttgart, DE Residence: DE Nationality: DE ~(only US)~ LANG, Peter, Bachstrasse 23, 71287 Weissach, DE Residence: DE Nationality: DE ~(only US)~ REIMER, Stefan, Lembergerweg 2, 71706 Markgroningen, DE Residence: DE Nationality: DE  
Inventor: DIEHL, Udo, Alte Stuttgarter Strasse 115, 70195 Stuttgart, DE Residence: DE Nationality: DE HAMMER, Uwe, Munchingerstrasse 10, 71282 Hemmingen, DE Residence: DE Nationality: DE BEUCHE, Volker, Wiesbadener Strasse 37, 70372 Stuttgart, DE Residence: DE Nationality: DE LANG, Peter, Bachstrasse 23, 71287 Weissach, DE Residence: DE Nationality: DE REIMER, Stefan, Lembergerweg 2, 71706 Markgroningen, DE Residence: DE Nationality: DE  
Language: DE (25 pages, 2 drawings)

Application: WO 2002DE1806 A 20020518 (Local application)

Priority: DE 10134644 A 20010717

Designated States: (National Original) JP KR US (Regional Original) AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LU MC NL PT SE TR

Original IPC: F01L-9/02(A)

Current IPC: F01L-9/02(A)

Original Abstract: Die Erfindung betrifft eine elektrohydraulische Ventilsteuerung, (10), insbesondere zur Steuerung eines Gaswechselventils (12) bei Verbrennungskraftmaschinen, mit einem Hydraulisch betätigbaren Steuerventil (34), dessen Steuerventilkolben (36) über elektrisch betätigbare Ventile (30, 48) mit einem unter einem Druck stehenden Hydraulikmedium beaufschlagbar ist, wobei dem Steuerventilkolben (36) eine hydraulisch wirkende Ventilbremse (46) zugeordnet ist. Es ist vorgesehen, dass die Ventilbremse (46) eine Temperaturkompensation für das Hydraulikmedium umfasst. The invention relates to an electrohydraulic valve control (10), especially for controlling a gas exchange valve (12) in internal combustion engines, comprising a hydraulically actuated control valve (34), the control valve piston (36) thereof being impinged upon by a pressurised hydraulic medium via electrically actuated valves (30, 48). A hydraulic valve brake (46) is associated with the control valve piston (36). The invention is characterised in that the valve brake (46) comprises a temperature compensation circuit for the hydraulic medium. L'invention concerne une distribution par soupapes électrohydraulique (10), conçue en particulier pour commander une soupape de changement des gaz (12) dans des machines à combustion interne, et comportant une soupape de distribution (34) pouvant être actionnée hydrauliquement et dont le piston (36) peut être actionné au moyen d'un fluide hydraulique soumis à une pression, par l'intermédiaire de soupapes (30, 48) commandées électriquement. Un frein de soupape (46) présentant une action hydraulique est en outre associé au piston (36) de la soupape de distribution. L'invention est caractérisée en ce que ce frein de soupape (46) comporte un circuit de compensation thermique conçu pour le fluide hydraulique.

Derwent World Patents Index

© 2006 Derwent Information Ltd. All rights reserved.

Dialog® File Number 351 Accession Number 13103045



18 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**  
10 **DE 101 34 644 A 1**

51 Int. Cl. 7:  
**F 15 B 11/044**  
F 15 B 11/00  
F 15 B 11/08  
B 62 D 5/09  
B 62 D 6/00

21 Aktenzeichen: 101 34 644.1  
22 Anmeldetag: 17. 7. 2001  
43 Offenlegungstag: 6. 2. 2003

DE 101 34 644 A 1

71 Anmelder:  
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE  
  
74 Vertreter:  
Gleiss & Große, Patentanwaltskanzlei, 70469  
Stuttgart

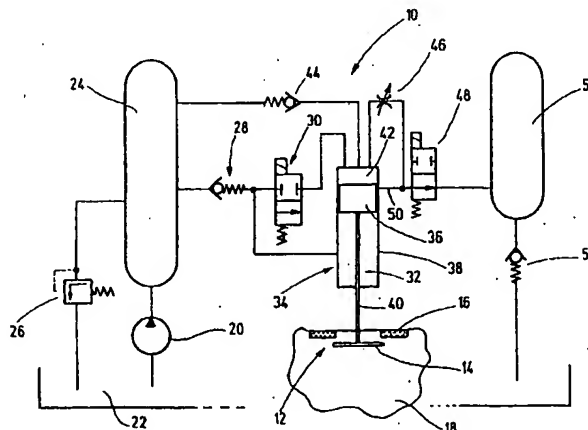
72 Erfinder:  
Diehl, Udo, 70195 Stuttgart, DE; Hammer, Uwe,  
71282 Hemmingen, DE; Beuche, Volker, 70372  
Stuttgart, DE; Lang, Peter, Dr., 71287 Weissach, DE;  
Reimer, Stefan, 71706 Markgröningen, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Elektrohydraulische Ventilsteuerung

57 Die Erfindung betrifft eine elektrohydraulische Ventilsteuerung, insbesondere zur Steuerung eines Gaswechselventils bei Verbrennungskraftmaschinen, mit einem hydraulisch betätigbaren Steuerventil, dessen Steuerventilkolben über elektrisch betätigbare Ventile mit einem unter einem Druck stehenden Hydraulikmedium beaufschlagbar ist, wobei dem Steuerventilkolben eine hydraulisch wirkende Ventilbremse zugeordnet ist. Es ist vorgesehen, dass die Ventilbremse (46) eine Temperaturkompensation für das Hydraulikmedium umfasst.



DE 101 34 644 A 1

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine elektrohydraulische Ventilsteuerung, insbesondere zur Steuerung eines Gaswechselventils bei Verbrennungskraftmaschinen, mit den im Oberbegriff des Anspruchs 1 genannten Merkmalen.

5

## Stand der Technik

**[0002]** Es ist bekannt, als Antriebsmaschine von Kraftfahrzeugen Verbrennungskraftmaschinen einzusetzen. Hierbei wird ein Luft-Kraftstoff-Gemisch in einem Arbeitsraum verdichtet und gezündet. Die hierbei entstehende Energie wird in mechanische Arbeit umgesetzt. Bekannt ist, Luft beziehungsweise das Luft-Kraftstoff-Gemisch dem Arbeitsraum über Ventile zuzuführen (Einlassventile) beziehungsweise die Verbrennungsprodukte über Ventile aus dem Arbeitsraum abzuführen (Auslassventile). Einer Steuerung dieser Ventile kommt für die Bestimmung eines Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine eine große Bedeutung zu. Insbesondere wird über die Steuerung der Ventile der Gaswechsel im Arbeitsraum gesteuert.

**[0003]** Bekannt ist, neben einer Nockenwellensteuerung auch eine elektrohydraulische Ventilsteuerung einzusetzen. Die elektrohydraulische Ventilsteuerung bietet die Möglichkeit einer variablen oder vollvariablen Ventilsteuerung, so dass eine Optimierung des Gaswechsels und somit eine Steigerung des motorischen Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine möglich ist.

**[0004]** Die elektrohydraulische Ventilsteuerung umfasst ein hydraulisch betätigbares Steuerventil, dessen Steuerventilkolben einen Ventilkörper der Einlass- beziehungsweise Auslassventile betätigt und gegen einen Ventilsitz (Ventilsitzring) führt (Schließen des Ventils) oder von diesem wegbewegt (Öffnen des Ventils). Über eine Drucksteuerung eines Hydraulikmediums lässt sich das Steuerventil betätigen. Die Drucksteuerung erfolgt hierbei über in den Hydraulikkreislauf eingebundene Magnetventile. Um möglichst optimale Gaswechsel erreichen zu können, sind möglichst hohe Schaltgeschwindigkeiten des Steuerventils erwünscht. Durch diese hohen Schaltgeschwindigkeiten trifft der Ventilkörper der Einlass- beziehungsweise Auslassventile mit hoher Geschwindigkeit auf den Ventilsitzring. Hierdurch ergibt sich einerseits eine Geräusentwicklung und die Ventile unterliegen einem relativ hohen Verschleiß.

**[0005]** Um die Schaltgeschwindigkeit des Steuerventils kurz vor Auftreffen des Ventilkörpers auf den Ventilsitzring zu reduzieren, ist bekannt, dem Steuerventilkolben eine hydraulisch wirkende Ventilbremse zuzuordnen. Diese Ventilbremse basiert auf der Reduzierung eines Strömungsquerschnittes für das Hydraulikmedium, so dass eine Dämpfungswirkung eintritt. Nachteilig hierbei ist jedoch, dass die Bremswirkung der Ventilbremse sehr stark von der Viskosität des Hydraulikmediums, in der Regel Hydrauliköles, abhängig ist. Die Viskosität des Hydraulikmediums wiederum ist stark temperaturabhängig. Hieraus ergibt sich, dass die Ventilwirkung der Ventilbremse und somit die Auftreffgeschwindigkeit des Ventilkörpers auf den Ventilsitzring stark temperaturabhängig ist.

35

## Vorteile der Erfindung

**[0006]** Die erfindungsgemäße elektrohydraulische Ventilsteuerung bietet hingegen den Vorteil, dass die Auftreffgeschwindigkeit des Ventilkörpers des Gaswechselventils auf den Ventilsitz nahezu unabhängig von einer Viskosität des Hydraulikmediums auf einen vorgebbaren gleichbleibenden Wert reduziert werden kann. Dadurch, dass die Ventilbremse eine Temperaturkompensation für das Hydraulikmedium umfasst, ist vorteilhaft möglich, aufgrund von temperaturbedingten Viskositätsänderungen schwankende Bremswirkungen der Ventilbremse zu kompensieren. Hierdurch kann die Auftreffgeschwindigkeit des Ventilkörpers des Gaswechselventils unabhängig von etwaigen Temperaturschwankungen auf einen vorgebbaren Wert eingestellt werden. Insbesondere ist hierdurch eine selbsttätige mechanische Temperaturkompensation möglich.

**[0007]** In bevorzugter Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Ventilbremse einen ersten Hydraulikkreis umfasst, der den Bremskreis für das Steuerventil bildet, und einen zweiten Hydraulikkreis umfasst, der einen Kompensationskreis für den Bremskreis bildet, wobei im Bremskreis und im Kompensationskreis ein Hydraulikmedium mit im Wesentlichen gleicher Temperatur eingesetzt ist. Hierdurch wird die Temperaturkompensation in besonders einfacher Weise möglich, da bei eventuellen Temperaturänderungen des Hydraulikmediums im Bremskreis das Hydraulikmedium im Kompensationskreis die gleiche Temperaturänderung erfährt. Aufgrund der Temperaturänderungen sich ergebende Viskositätsänderungen im Bremskreis können somit unmittelbar berücksichtigt werden, so dass die Bremswirkung der Ventilbremse auch bei schwankenden Temperaturen konstant bleibt.

**[0008]** Weitere bevorzugte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den übrigen, in den Unteransprüchen genannten Merkmalen.

55

## Zeichnungen

**[0009]** Die Erfindung wird nachfolgend in einem Ausführungsbeispiel anhand der zugehörigen Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

**[0010]** Fig. 1 ein hydraulisches Schaltbild einer elektrohydraulischen Ventilsteuerung und

**[0011]** Fig. 2 eine Schnittdarstellung durch eine Ventilbremse.

**[0012]** Fig. 1 zeigt ein Schaltbild einer elektrohydraulischen Ventilsteuerung 10 zur Steuerung eines Gaswechselventils 12. Das Gaswechselventil 12 umfasst einen Ventilkörper 14, dem ein als Ventilsitzring 16 ausgebildeter Ventilsitz zugeordnet ist. Der Ventilsitzring 16 ist in einem hier lediglich angedeuteten Zylinderkopf 18 einer Verbrennungskraftmaschine angeordnet. Aufbau und Wirkungsweise derartiger Gaswechselventile 12 sind allgemein bekannt, so dass hierauf im Rahmen der vorliegenden Beschreibung nicht näher eingegangen werden soll.

**[0013]** Die Ventilsteuerung 10 umfasst eine hydraulische Fördereinrichtung 20, mittels der ein Hydraulikmedium – nachfolgend Hydrauliköl genannt – aus einem Ölsumpf 22 in einen Hochdruckspeicher 24 förderbar ist. Der Hochdruck-



speicher 24 ist über ein Druckbegrenzungsventil 26 mit dem Ölsumpf 22 verbunden, so dass in dem Hochdruckspeicher 24 ein definierter Öldruck aufbaubar ist.

[0014] Der Hochdruckspeicher 24 steht ferner über ein Rückschlagventil 28 mit einem bistabilen Magnetventil 30 und einem ersten Druckraum 32 eines Steuerventils 34 in Verbindung. Das Steuerventil 34 besitzt einen Steuerventilkolben 36, der dicht innerhalb eines Zylinders 38 geführt ist. Der Steuerventilkolben 36 steht über ein Betätigungsmittel 40 mit dem Ventilkörper 14 des Gaswechselventils 12 in Wirkverbindung. Der Steuerventilkolben 36 trennt den ersten Druckraum 32 des Steuerventils 34 von einem zweiten Druckraum 42. Der zweite Druckraum 42 steht mit dem Magnetventil 30 und über ein Rückschlagventil 44 mit dem Hochdruckspeicher 24 in Verbindung. Ferner steht der zweite Druckraum 42 über eine hydraulische Ventilbremse 46 mit einem zweiten bistabilen Magnetventil 48 in Verbindung. In dem Zylinder 38 des Steuerventils 34 mündet ferner ein Kanal 50, der andererseits mit dem Magnetventil 48 in Verbindung steht. Das Magnetventil 48 steht ferner mit einem Niederdruckspeicher 52 in Verbindung, der über ein Rückschlagventil 54 mit dem Ölsumpf 22 in Verbindung steht.

[0015] Die in Fig. 1 dargestellte Ventilsteuerung 10 zeigt folgende Funktion:

Durch die Ventilsteuerung 10 kann das Gaswechselventil 12 entweder geöffnet (in Fig. 1 nicht dargestellt) oder geschlossen werden. Über die hydraulische Fördereinrichtung 20 wird in dem Hochdruckspeicher 24 ein vorgebarbarer Druck des Hydrauliköls aufgebaut. Durch Einstellung des Druckbegrenzungsventils 26 kann die Höhe dieses Druckes bestimmt werden. Bei Überschreiten eines durch das Rückschlagventil 28 einstellbaren Betriebsdruckes öffnet das Rückschlagventil 28, so dass das Hydrauliköl unter diesem Betriebsdruck im Druckraum 32 des Steuerventils 34 anliegt. Zum Öffnen des Gaswechselventils 12 werden die Magnetventile 30 und 48 derart angesteuert, dass das Magnetventil 30 offen ist und das Magnetventil 48 geschlossen ist. Bei offenem Magnetventil 30 liegt der Betriebsdruck des Hydrauliköls ebenfalls im Druckraum 42 an. Somit liegt in den Druckräumen 32 und 42 der gleiche Betriebsdruck an. Da jedoch die druckbeaufschlagte Fläche des Steuerventilkolbens 36 im Druckraum 42 größer ist als im Druckraum 32, wird der Steuerventilkolben 36 in Richtung des Druckraumes 32 gedrängt. Hierdurch öffnet das Gaswechselventil 12. Die Flächendifferenz der druckbeaufschlagten Flächen des Steuerventilkolbens 36 zum Druckraum 42 beziehungsweise zum Druckraum 32 ergibt sich durch die Querschnittsfläche des Betätigungsmittels 40 im Druckraum 32.

[0016] Da das Magnetventil 48 geschlossen ist, besteht keine Verbindung zum Niederdruckspeicher 52. Durch die Stellbewegung des Steuerventilkolbens 36 wird der Kanal 50 zum Druckraum 42 freigegeben, so dass die Ventilbremse 46 im Leerlauf arbeitet und keine Wirkung entfaltet.

[0017] Soll das Gaswechselventil 12 geschlossen werden, werden die Magnetventile 30 und 48 umgeschaltet, das heißt, das Magnetventil 30 ist geschlossen und das Magnetventil 48 ist geöffnet (wie in Fig. 1 jeweils dargestellt).

[0018] Bei geschlossenem Magnetventil 30 liegt der Betriebsdruck des Hydrauliköls ausschließlich im Druckraum 32 an. Hierdurch wird der Steuerventilkolben 36 in Richtung des Druckraumes 42 gedrängt, bis der Ventilkörper 14 des Gaswechselventils 12 an dem Ventilsitzring 16 anschlägt. Während dieser Stellbewegung des Steuerventilkolbens 36 ist der Kanal 50 zunächst noch offen, so dass das sich im Druckraum 42 befindende Hydrauliköl in den Niederdruckspeicher 52 gedrängt wird. Sobald die obere Steuerkante des Steuerventilkolbens 36 den Kanal 50 erreicht, wird dieser geschlossen, so dass das Hydrauliköl aus dem Druckraum 42 über die Ventilbremse 46 und das Magnetventil 48 in den Niederdruckspeicher 52 gedrängt wird. Somit setzt durch die Ventilbremse 46 kurz vor Erreichen der Schließstellung des Gaswechselventils 12 eine Bremswirkung ein, so dass die Aufschlaggeschwindigkeit des Ventilkörpers 14 auf den Ventilsitzring 16 reduziert wird.

[0019] Aufbau und Wirkungsweise der Ventilbremse 46 ist in der Schnittdarstellung in Fig. 2 näher erläutert.

[0020] Die Ventilbremse 46 besitzt ein Ventilgehäuse 60, das einen Innenraum 62 ausbildet. Der Innenraum 62 geht von einem durchmessergrößeren Abschnitt 64 über eine Ringstufe 66 in einen durchmesserkleineren Abschnitt 68 über. In den Innenraum 62 ist ein Ventilkolben 70 geführt. Der Ventilkolben 70 besitzt eine Schulter 72, die einen geringeren Durchmesser besitzt als der Abschnitt 64 des Innenraumes 62. Hierdurch kommt es zwischen Schulter 72 und Ventilgehäuse 60 zur Ausbildung eines Ringspalt 74 mit einem mittleren Spaltdurchmesser  $d_m$ , der sich aus der Differenz des Durchmessers des Innenraumes 62 im Abschnitt 64 zum Durchmesser der Schulter 72 ergibt.

[0021] Von der Schulter 72 erstreckt sich ein Fortsatz 76, der in den Abschnitt 68 des Innenraumes 62 eingreift. Der Fortsatz 76 besitzt einen Durchmesser, der dem Durchmesser des Innenraumes 62 im Abschnitt 68 entspricht. Hierdurch ist der Fortsatz 76 im Abschnitt 68 dichtend geführt. An der Ringstufe 66 stützt sich ein Federelement 78 ab, das andererseits an der Schulter 72 gelagert ist.

[0022] Im Abschnitt 68 mündet ein erster Kanal 77 und ein zweiter Kanal 79 in den Innenraum 62. Der Kanal 77 steht mit dem Druckraum 42 des Steuerventils 34 und der Kanal 79 mit dem Magnetventil 48 in Verbindung (Fig. 1). Der Fortsatz 76 bildet im Bereich der Kanäle 77 und 79 eine Ringnut 80 aus, wobei ein Grund 82 der Ringnut 80 sich von einer ersten Steuerkante 84 zu einer zweiten Steuerkante 86 erstreckt. Die Geometrie des Grundes 82 ist hierbei so gewählt, dass die konische Verjüngung nur vereinfacht, die Geometrie des Grundes muss in Abhängigkeit von der Druckdifferenz  $p_1 - p_2$ , der Federrate und dem Viskositätsverhalten des Öles so ausgelegt werden, dass der Druckabfall im Bremskreis immer gleich ist.

[0023] Der Kanal 77, die Ringnut 80 und der Kanal 79 bilden einen Bremskreis der Ventilbremse 46. Bei abzubremsendem Ventilkörper 14 und somit abzubremsendem Steuerventilkolben 36 liegt das Hydrauliköl über den Kanal 77 an der Ventilbremse 46 an. Entsprechend der Stellung des Ventilkolbens 70 bildet sich zwischen der Steuerkante 84 und den Kanälen 77 beziehungsweise 79 ein Drosselspalt aus, über den das Hydrauliköl in die Ringnut 80 gelangt. Die Geometrie der Ringnut 80 ist so ausgelegt, dass der Druck im Druckraum 42 keinen Einfluss auf den Drosselspalt und somit auf die Bremswirkung hat (Druckkompensation).

[0024] In den Bereich des Abschnitts 64 des Innenraumes 62 münden ein weiterer Kanal 88 sowie ein Kanal 90 in den Innenraum 62. Der Kanal 90 mündet hierbei in einer axialen Erstreckung zu dem Kanal 88 in den Innenraum 62, die größer ist als eine axiale Erstreckung der Schulter 72. Hierdurch stehen die Kanäle 88 und 90 über den Ringspalt 74 in Fluidverbindung miteinander. Der Kanal 88, der Ringspalt 74 und der Kanal 90 bilden einen Kompensationskreis der Ventilbremse 46. Der Kanal 90 ist mit dem Ölsumpf verbunden, so dass sich hier ein konstanter Druck  $p_2$  einstellt. Der Kom-

penstrationskreis ist hydraulisch vom Bremskreis der Ventilbremse 46 getrennt. Durch geeignete konstruktive oder andere zusätzliche Maßnahmen, die im Einzelnen nicht dargestellt sind, wird sichergestellt, dass das Hydrauliköl im Kompensationskreis im Wesentlichen die gleiche Temperatur aufweist wie das Hydrauliköl im Bremskreis der Ventilbremse 46. [0025] Für den Kompensationskreis gelten folgende Beziehungen. Aufgrund einer Reibung im Ringspalt 74 tritt ein Druckverlust  $\Delta p$  auf, so dass am Kanal 88 das Hydrauliköl des Kompensationskreises unter einem Druck  $p_1$  steht, wobei gilt:

$$\Delta p = p_1 - p_2.$$

[0026] Ein Volumenstrom  $\dot{V}$  im Kompensationskreis ergibt sich nach folgender Beziehung:

$$\dot{V} = \frac{\Delta p \cdot s \cdot \pi \cdot dm}{12 \cdot \eta \cdot l},$$

wobei  $s$  die Spalthöhe,  $dm$  der mittlere Spaltdurchmesser und  $l$  die Spalllänge des Ringspaltes 74 sind.  $\eta$  steht für die dynamische Viskosität des Hydrauliköls im Kompensationskreis. Fügt man alle von der Geometrie des Ringspaltes 74 abhängigen Faktoren zu einer Geometriekonstante  $C$  zusammen, so gilt:

$$C = \frac{s \cdot dm \cdot \pi}{12 \cdot l}.$$

[0027] Somit ergibt sich für den Druckverlust:

$$\Delta p = \frac{\dot{V} \cdot \eta}{C}.$$

[0028] Am Ventilkolben 70 stellt sich aufgrund der Drücke  $p_1$  und  $p_2$  sowie der Kraft des Federelementes 78 folgendes Kräftegleichgewicht ein:

$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 + F,$$

wobei  $F$  die Federkraft des Federelementes 78 und  $A_1$  und  $A_2$  die druckbeaufschlagten Flächen der Schulter 72 des Ventilkolbens 70 sind. Löst man diese Formel nach  $F$  auf und setzt für  $p_1 = \Delta p + p_2$  und für

$$\Delta p = \frac{\dot{V} \cdot \eta}{C}$$

ein, so ergibt sich:

$$F = p_2 \cdot (A_1 - A_2) + \frac{\dot{V} \cdot \eta}{C} \cdot A_2 = R \cdot h,$$

wobei  $R$  die Federrate und  $h$  die Federhöhe ist. Für die Federhöhe  $h$  ergibt sich somit:

$$h = \frac{p_2 \cdot (A_1 - A_2) + \frac{\dot{V} \cdot \eta}{C} \cdot A_2}{R}.$$

[0029] Anhand dieser Beziehung wird deutlich, dass die Höhe  $h$  des Federelementes 78 und somit die Lage des Ventilkolbens 70 direkt abhängig von der dynamischen Viskosität  $\eta$  des Hydrauliköls ist. Ändert sich die dynamische Viskosität  $\eta$  des Hydrauliköls, beispielsweise aufgrund einer Temperaturänderung, ändert sich selbsttätig die Lage des Ventilkolbens 70. Hierdurch erfolgt eine Kompensation einer temperaturabhängigen Viskositätsänderung des Hydrauliköls.

[0030] Bei geeigneter Auslegung des Ringspaltes 74 des Federelementes 78 und der Ringnut 80 ist es somit möglich, die Auftreffgeschwindigkeit des Ventilkörpers 14 auf den Ventilsitzring 16 unabhängig von der momentanen Viskosität des Hydrauliköls konstant zu halten.

#### Patentansprüche

1. Elektrohdraulische Ventilsteuerung, insbesondere zur Steuerung eines Gaswechselventils bei Verbrennungskraftmaschinen, mit einem hydraulisch betätigbaren Steuerventil, dessen Steuerventilkolben über elektrisch betätigbare Ventile mit einem unter einem Druck stehenden Hydraulikmedium beaufschlagbar ist, wobei dem Steuerventilkolben eine hydraulisch wirkende Ventilbremse zugeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ventilbremse (46) eine Temperaturkompensation für das Hydraulikmedium umfasst.

2. Elektrohdraulische Ventilsteuerung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ventilbremse (46) ei-

nen einen Bremskreis bildenden ersten Hydraulikkreis und einen einen Kompensationskreis bildenden zweiten Hydraulikkreis besitzt.

3. Elektrohydraulische Ventilsteuerung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass im Bremskreis und im Kompensationskreis ein Hydraulikmedium mit im Wesentlichen gleicher Temperatur eingesetzt ist.

4. Elektrohydraulische Ventilsteuerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilturbine (46) von einem in einem Innenraum (62) eines Gehäuses (60) geführten Kolben (70) gebildet ist, wobei der Kolben (70) den Bremskreis und den Kompensationskreis hydraulisch trennt. 5

5. Elektrohydraulische Ventilsteuerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Bremskreis von einem ersten Kanal (77) des Gehäuses (60), einer Ringnut (80) des Kolbens (70) und einem zweiten Kanal (79) des Gehäuses (60) gebildet ist. 10

6. Elektrohydraulische Ventilsteuerung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Ringnut (80) eine Steuerkante (84) besitzt, die mit einem Grund (82) der Ringnut (80) einen Drosselspalt des Bremskreises ausbildet.

7. Elektrohydraulische Ventilsteuerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben (70) gegen die Kraft eines Federelementes (78) in dem Innenraum (62) verlagerbar ist.

8. Elektrohydraulische Ventilsteuerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kompensationskreis von einem dritten Kanal (88) des Gehäuses (60), einem Ringspalt (74) zwischen Kolben (70) und Gehäuse (60) und einem vierten Kanal (90) des Gehäuses (60) gebildet ist. 15

9. Elektrohydraulische Ventilsteuerung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass am Kanal (88) ein Hydraulikmedium unter einem konstanten Druck ( $p_1$ ) anliegt.

10. Elektrohydraulische Ventilsteuerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Temperaturkompensation selbsttätig mechanisch wirkt. 20

---

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

---

25

30

35

40

45

50

55

60

65

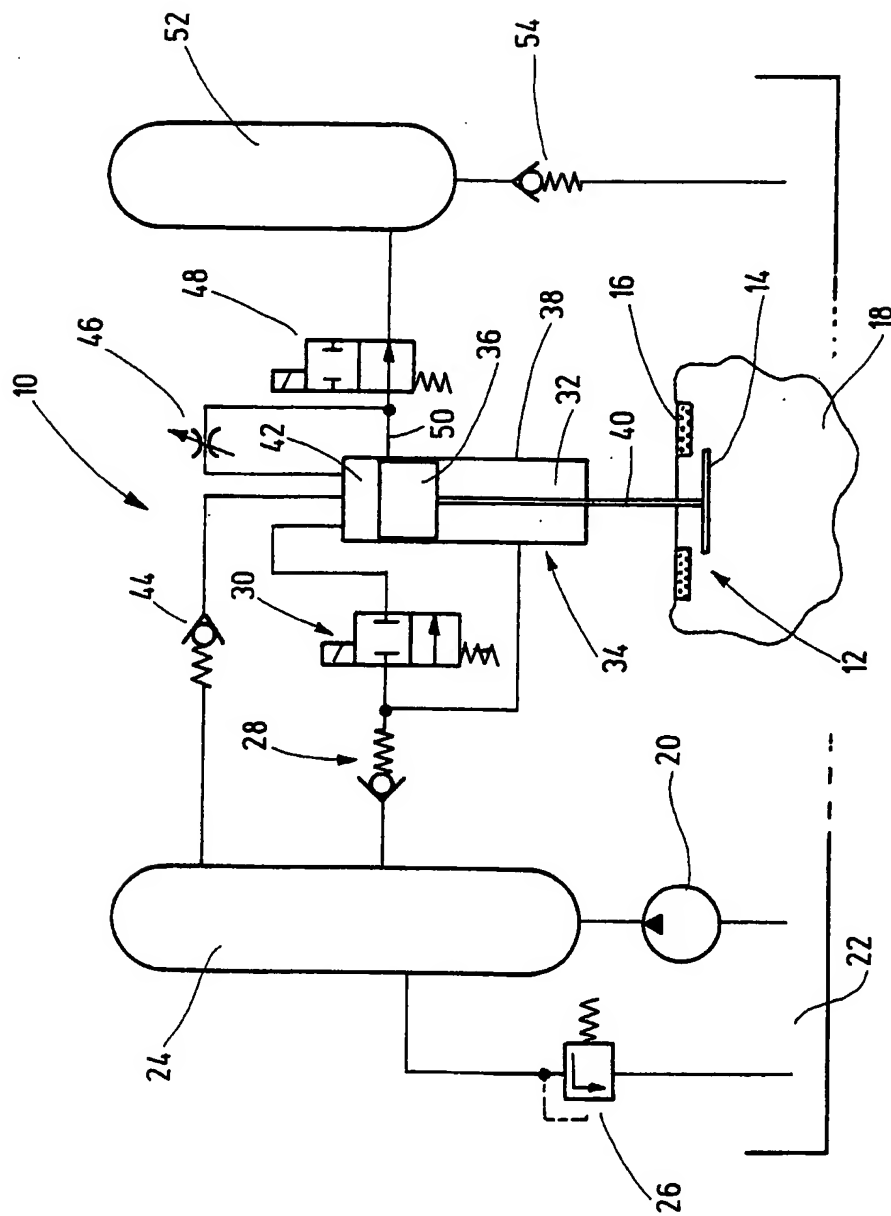


Fig.1

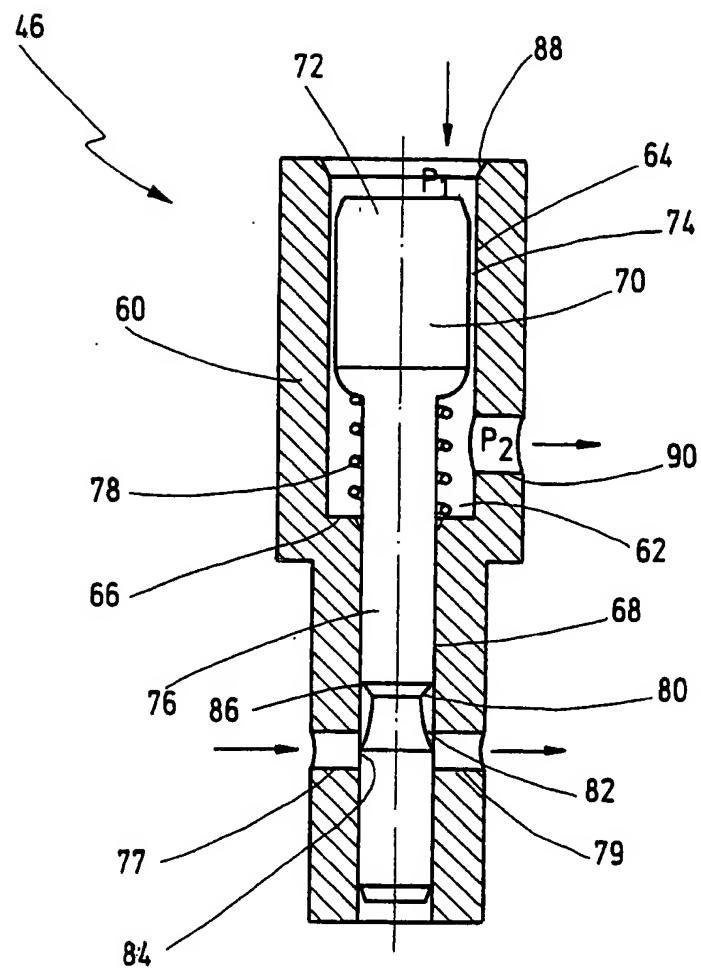


Fig.2